

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2017年12月28日(28.12.2017)



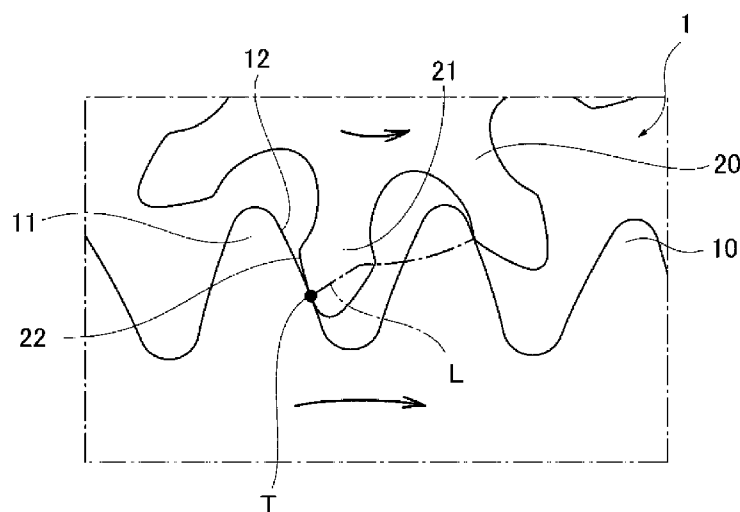
(10) 国際公開番号

WO 2017/221522 A1

- (51) 国際特許分類:
G04B 13/02 (2006.01) *F16H 55/08* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2017/014822
- (22) 国際出願日: 2017年4月11日(11.04.2017)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2016-124837 2016年6月23日(23.06.2016) JP
- (71) 出願人: シチズン時計株式会社 (CITIZEN WATCH CO., LTD.) [JP/JP]; 〒1888511 東京都西東京市田無町六丁目1番12号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者: 福田 匡広 (FUKUDA, Tadahiro); 〒1888511 東京都西東京市田無町六丁目1番12号 シチズン時計株式会社内 Tokyo (JP).
深谷 新平 (FUKAYA, Shinpei); 〒1888511 東京都西東京市田無町六丁目1番12号 シチズン時計株式会社内 Tokyo (JP).
- (74) 代理人: 弁護士法人クレオ国際法律特許事務所 (CREO LAW & INTELLECTUAL PROPERTY); 〒1030028 東京都中央区八重洲一丁目4番16号 東京建物八重洲ビル2階 Tokyo (JP).
- (81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国(表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS,

(54) Title: WHEEL TRAIN MECHANISM OF CLOCK

(54) 発明の名称: 時計の輪列機構



(57) **Abstract:** This wheel train mechanism of a clock is configured from an easily manufacturable gear which has teeth of an outline having an involute curve, and a pinion which meshes with said gear. In order to suppress transmitted torque fluctuations, the wheel train mechanism (1) of the clock is provided with a gear (10) which has teeth (11) of a tooth shape with an outline having an involute curve, and a pinion having teeth (21) which mesh with the teeth (11) of the gear (10) to receive torque. In at least part of the first half of the meshing period, during which the gear (10) and the pinion (20) mesh, the torque transmitted from the gear (10) to the pinion (20) is approximately constant.

MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類：

- 一 国際調査報告（条約第21条(3)）

(57) 要約：時計の輪列機構において、製造が容易なインボリュート曲線の輪郭を有する歯形の歯車と、この歯車に噛み合うカナとで構成され、伝達されるトルク変動を抑制するため、時計の輪列機構(1)は、インボリュート曲線の輪郭の歯形の歯(11)を有する歯車(10)と、歯車(10)の歯(11)と噛み合ってトルクを受ける歯(21)を有するカナ(20)と、を備え、歯車(10)とカナ(20)とが噛み合う噛み合い期間の前半の少なくとも一部の範囲において、歯車(10)からカナ(20)に伝達するトルクが略一定となる。

明 細 書

発明の名称：時計の輪列機構

技術分野

[0001] 本発明は、時計の輪列機構に関する。

背景技術

[0002] 時計には、動力源で発生した動力を、増速したり減速したりして伝達するために、複数の歯車装置が互いに噛み合った輪列機構を備えている。歯車装置は、大きな直径で歯数の多い歯車と、それに比較して小さな直径で歯数の少ないカナとが、共通の軸（真）に固定されていて、1つの歯車装置の歯車と、他の1つの歯車装置のカナとが噛み合っている。

[0003] これら歯車装置の歯車やカナは、例えばインボリュート曲線の輪郭の歯形を有するものや円弧曲線の輪郭の歯形を有するものがある。

[0004] ところで、歯車とカナとが噛み合って歯車からカナにトルクが伝達される時、伝達されるトルクの変動は少ない方がよく、歯車やカナの歯形を特定の計算式で定義した輪列機構が提案されている（例えば、特許文献1参照）。

先行技術文献

特許文献

[0005] 特許文献1：特許第5520278号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0006] しかし、特許文献1に記載の輪列機構は、歯車及びカナの両方とも歯形の輪郭が上述した計算式で定義されるものであり、製造に手間が掛るという問題がある。

[0007] 本発明は上記事情に鑑みなされたものであって、製造が容易なインボリュート曲線の輪郭を有する歯形の歯車と、この歯車に噛み合うカナとで構成される、伝達されるトルク変動を抑制し、安定して動作する時計の輪列機構を

提供することを目的とする。

課題を解決するための手段

[0008] 本発明は、インボリュート曲線の輪郭の歯形の歯を有する歯車と、前記歯車の歯に噛み合ってトルクを受ける歯を有するカナと、を備え、前記歯車と前記カナとが噛み合う噛み合い期間の前半の少なくとも一部の範囲において、前記歯車から前記カナに伝達するトルクが略一定となる時計の輪列機構である。

発明の効果

[0009] 本発明に係る時計の輪列機構によれば、製造が容易なインボリュート曲線の輪郭を有する歯形の歯車と、この歯車に噛み合うカナとで構成され、伝達されるトルクの変動を抑制し、安定して動作することができる。

図面の簡単な説明

[0010] [図1A]本発明の一実施形態である携帯用時計（例えば腕時計）における輪列機構を示す模式図であり、駆動側の歯車の歯と従動側のカナの歯との接触（近寄り噛み合い）が開始した状態を示す。

[図1B]携帯用時計の輪列機構を示す模式図であり、噛み合い開始から近寄り噛み合いの終わりまで間の状態を示す。

[図1C]携帯用時計の輪列機構を示す模式図であり、近寄り噛み合いの終わりで、かつ遠のき噛み合いの開始の状態を示す。

[図1D]携帯用時計の輪列機構を示す模式図であり、遠のき噛み合いの開始から遠のき噛み合いの終わりまでの間の状態（その1）を示す。

[図1E]携帯用時計の輪列機構を示す模式図であり、遠のき噛み合いの開始から遠のき噛み合いの終わりまでの間の状態（その2）を示す。

[図1F]携帯用時計の輪列機構を示す模式図であり、遠のき噛み合いの終わりの状態を示す。

[図2]本実施形態の時計の輪列機構による、歯車とカナとが噛み合っているときの、歯車からカナへのトルクの伝達効率を示すグラフである。

[図3]本実施形態の時計の輪列機構のトルク伝達率（実線）と、本発明が適用

されない従来の時計の輪列機構のトルク伝達率（破線）とを示すグラフである。

[図4]カナの歯数と、圧力角の差との対応関係を示す図グラフである。

[図5]本実施形態の輪列機構において、圧力角の差を、1.5 [度]、2 [度]、3 [度] と変化させたときの、図2相当のトルク伝達率を示すグラフである。

[図6]本実施形態の時計の輪列機構における歯車とカナとの軸間距離を、正規の30 [mm] に対してずれ量 Δa [μm] だけ変化させたときの、トルク伝達率を示すグラフである。

[図7]カナの歯の歯形の輪郭の具体的な設定方法を説明するための模式図である。

[図8]実施形態2の輪列機構において、圧力角の差を、-2 [度]、-1 [度]、0 [度] と変化させたときの、図5相当のトルク伝達率を示すグラフである。

発明を実施するための形態

[0011] 以下、本発明に係る時計の輪列機構の実施形態について、図面を用いて説明する。

[0012] [実施形態1]

<輪列機構の構成>

図1Aは、本発明の一実施形態である携帯用時計（例えば腕時計）における輪列機構1を示す模式図であり、駆動側の歯車10の歯11と従動側のカナ20の歯21との接触が開始した状態を示す。図示の輪列機構1は、例えば、二番車の歯車10と、三番車のカナ20とを備えている。歯車10とカナ20とは互いに噛み合って、歯車10とカナ20とが接触した噛合い点Tを通じて歯車10からカナ20にトルクを伝達する。歯車10の矢印方向（図1Aにおいて時計回り方向）への回転により、カナ20は矢印方向（図1Aにおいて反時計回り方向）に回転し、この回転により、噛合い点Tは、一点鎖線で示した軌跡Lを描く。

[0013] 歯車 10 は、例えば、歯の大きさを表す単位として ISO（国際標準化機構）で規定されているモジュールサイズで示すと、モジュール $m = 0.075$ で、72 個の歯 11 を有している。各歯 11 の歯形の輪郭 12 は、圧力角 α_2 が 22 [度] のインボリュート曲線で形成されている。この圧力角とは、日本工業規格（JIS B 0102）で定められており、歯面の 1 点において、その半径線と歯形への接線とのなす角度のことである。

[0014] 一方、カナ 20 は、例えばモジュール $m = 0.075$ で、8 個の歯 21 を有している。各歯 21 の歯形の輪郭 22 は、歯 11 の圧力角 α_2 よりも大きな圧力角 α_1 （例えば、23.5 [度]）のインボリュート曲線に対応した仮想の歯車と噛み合う、この仮想の歯車とカナ 20 の歯 21 とが噛み合い始めてから噛み合い終わるまでの噛み合い期間において仮想の歯車からカナ 20 に伝達するトルクが略一定となる定トルク曲線で形成されている。これにより、歯車 10 の歯 11 とカナ 20 の歯 21 との噛み合い期間の前半の少なくとも一部の範囲（例えば、近寄り噛み合いの範囲）において歯車 10 からカナ 20 に伝達するトルクが略一定となる。歯車 10 の回転中心とカナ 20 の回転中心との間の距離（軸間距離）は、例えば 3 [mm] である。

[0015] <輪列機構の作用>

上述したように構成された輪列機構 1 の作用について説明する。図 1 B, 1 C, 1 D, 1 E, 1 F は、いずれも輪列機構 1 を示す模式図であり、図 1 B, 1 C は、図 1 A を含めて上述した噛み合い期間の前半における近寄り噛み合いの範囲での、時系列的な順序で示したものである。つまり、図 1 A が噛み合い開始の状態、図 1 B が噛み合い開始から近寄り噛み合いの終わりまでの間の状態、図 1 C が近寄り噛み合いの終わりで、かつ遠のき噛み合いの開始の状態をそれぞれ示す。

[0016] なお、近寄り噛み合い（approach contact）とは、日本工業規格（JIS B 0102）で定められた、被動（従動）歯車（本実施形態におけるカナ 20）の歯先円とピッチ点との間にある、接触点の軌跡上の範囲の状態であり、遠のき噛み合い（recess contact）とは、日本工業規格（JIS B

0102) で定められた、ピッチ点と駆動歯車の歯先円との間にある、接触点の軌跡上の範囲の状態である。

[0017] また、図1C、1D、1E、1Fも、輪列機構1を示す模式図であり、図1C、1D、1E、1Fは、上述した噛み合い期間の後半における遠のき噛み合いの範囲での、時系列的な順序で示したものである。つまり、図1Cが近寄り噛み合いの終わりで、かつ遠のき噛み合いの開始の状態、図1D、1Eが遠のき噛み合いの開始から遠のき噛み合いの終わりまでの状態（その1、その2）、図1Fが遠のき噛み合いの終わりの状態をそれぞれ示す。なお、図1Dは、時系列的に図1Cと図1Eとの間の状態である。

[0018] 図2は、本実施形態の時計の輪列機構1による、歯車10とカナ20とが噛み合っているときの、歯車10からカナ20へのトルクの伝達効率を示すグラフであり、グラフ中の(1)は図1Aに示した噛み合い状態、(2)は図1Bに示した噛み合い状態、(3)は図1Cに示した噛み合い状態、(4)は図1Dに示した噛み合い状態、(5)は図1Eに示した噛み合い状態、(6)は図1Fに示した噛み合い状態、にそれぞれ対応した、歯車10の回転角度（横軸）及びトルクの伝達効率（縦軸）である。

[0019] 図2に示したグラフによれば、本実施形態の時計の輪列機構1は、図1A、1B、1Cに示した近寄り噛み合いの範囲（歯車10の回転角度で約1.7[度]の範囲）で、歯車10からカナ20に伝達されるトルクのトルク伝達率が略一定（0.93～0.94）となる。

[0020] また、この実施形態の時計の輪列機構1は、図1Cを過ぎてから図1D、1E、1Fに示した遠のき噛み合いの範囲（歯車10の回転角度で約3.3[度]の範囲）で、歯車10からカナ20に伝達されるトルクのトルク伝達率は、近寄り噛み合いの範囲よりも増大して0.98を超えた後に、近寄り噛み合いの範囲での0.93～0.94程度まで減少する。

[0021] 図3は、本実施形態の時計の輪列機構1のトルク伝達率（実線）と、本発明が適用されない従来時計の輪列機構のトルク伝達率（破線）とを示すグラフである。図3において、実線で示した本実施形態の時計の輪列機構1の

トルク伝達率は、図2に示したものと同一であり、トルク伝達率は最小値 T_{MIN} 、最大値 T_{MAX} である。

[0022] 図3において破線で示した従来の時計の輪列機構は、歯車がインボリュート曲線の輪郭の歯形を有し、カナがいわゆるETA社の独自の輪郭（定トルク曲線の輪郭ではない）の歯形を有する一般的な輪列機構であり、トルク伝達率の最小値 T_{MIN} は0.91より少し大きく、この値は本実施形態の輪列機構1におけるトルク伝達率の最小値 T_{MIN} よりも小さい。また、この一般的な輪列機構におけるトルク伝達率の最大値 T_{MAX} は本実施形態の輪列機構1におけるトルク伝達率の最大値 T_{MAX} と略同じ値である。

[0023] 本実施形態の時計の輪列機構1によれば、歯車10とカナ20とが噛み合う期間のうち近寄り噛み合いの範囲で、トルク伝達率が0.01以下の幅で略一定となる。この結果、輪列機構1のトルク伝達率の最小値は、図3の破線で示した、本発明が適用されない一般的な時計の輪列機構におけるトルク伝達率の最小値よりも大きくなる。したがって、本実施形態の時計の輪列機構1は、従来の一般的な時計の輪列機構よりも、トルク伝達率の最大値と最小値との差であるトルク変動が抑制され、安定して動作する。

[0024] <変形例>

実施形態の時計の輪列機構1は、カナ20が8個の歯21を有するものであったが、カナ20の歯21の数 Z は8個に限定されるものではなく、7～15個の範囲であればよい。カナ20の歯21の歯形の輪郭22が、上述したように、大きな圧力角 $\alpha 1$ の仮想の歯車と噛み合わせた噛み合い期間における定トルク曲線で形成されている場合、カナ20の歯21の数 Z が6個以下であると、歯車10との噛み合いが適切ではなくなり、一方、数 Z が16個以上であると、トルク変動が大きな問題にならないのに対して、数 Z が7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15個の場合は、適切な噛み合いを実現しつつトルク変動を抑制する効果が大きい。

[0025] なお、輪列機構1のカナ20の歯21の数 Z は、より好ましくは7～10個の範囲がよく、この場合、トルク変動を抑制する効果がより大きい。

[0026] 図4は、カナ20の歯数 Z と、圧力角の差 $\Delta\alpha$ との対応関係を示す図グラフである。ここで、圧力角の差 $\Delta\alpha$ は、カナ20が実際に噛み合う歯車10の歯11の歯形の輪郭12を形成するインボリュート曲線の圧力角 α_2 と、カナ20の歯21の歯形の輪郭22を形成する定トルク曲線を算出するために用いられる仮想の歯車のインボリュート曲線における圧力角 α_1 との差 $\Delta\alpha$ ($=\alpha_1 - \alpha_2$) である。

[0027] 本実施形態の時計の輪列機構1は、図4に示すカナ20の歯数 Z ($=7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15$) の範囲で、圧力角の差 $\Delta\alpha$ は $-(Z/2) + 5$ よりも大きい ($-(Z/2) + 5 < \Delta\alpha$) ことが好ましい。圧力角の差 $\Delta\alpha$ が $-(Z/2) + 5$ よりも大きくないときは、カナ20の歯先が歯車10の歯底に接触するおそれがあり、圧力角の差 $\Delta\alpha$ が $-(Z/2) + 5$ よりも大きいときは、そのおそれがない。

[0028] また、本実施形態の時計の輪列機構1は、図4に示すカナ20の歯数 Z ($=7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15$) の範囲で、圧力角の差 $\Delta\alpha$ は $-(Z/2) + 8$ よりも小さい ($\Delta\alpha < -(Z/2) + 8$) ことが好ましい。圧力角の差 $\Delta\alpha$ が大きくなるにしたがって、近寄り噛み合いの範囲で略一定となるトルク伝達率は、その略一定の値が小さくなるとともに、遠のき噛み合いの範囲での最大となるトルク伝達率の値が大きくなって、全体でのトルク伝達率の差であるトルク変動が大きくなる。したがって、圧力角の差 $\Delta\alpha$ が $-(Z/2) + 8$ よりも小さくないときは、トルク変動を抑制する効果が小さくなるが、圧力角の差 $\Delta\alpha$ が $-(Z/2) + 8$ よりも小さいときは、トルク変動を十分に抑制することができる。

[0029] なお、本実施形態の時計の輪列機構1は、カナ20の歯数 Z ($=7, 8, 9, 10$) の範囲で、圧力角の差 $\Delta\alpha$ を破線で示した $\Delta\alpha < -(Z/2) + 7$ の範囲にすることがより好ましく、この範囲 ($\Delta\alpha < -(Z/2) + 7$) では、トルク変動を一層抑制することができる。

[0030] 上述した理由により、例えば、カナ20の歯数 Z が8のときは、カナ20の歯21の歯形の輪郭22を形成する定トルク曲線を算出するために用いら

れる仮想の歯車のインボリュート曲線における圧力角 α_1 と、歯車10の圧力角 α_2 との差 $\Delta\alpha$ ($=\alpha_1 - \alpha_2$) を1.0より大きく、かつ4.0未満（好ましくは3.0未満）とすることで、カナ20の歯先がトルク伝達に不要な部分（歯車10の歯底等）に接触するおそれがなく、噛み合い期間の前半の少なくとも一部の範囲において、歯車10からカナ20に伝達するトルクが略一定となる時計の輪列部品を得ることができる。圧力角の差 $\Delta\alpha$ を、好ましい3.0未満としたカナ20の場合は、差 $\Delta\alpha$ を4.0未満としたものよりも、トルク変動を抑制する効果が大きい。

[0031] 図5は、本実施形態の輪列機構1（例えば、カナ20の歯数 Z が8、噛み合う相手の歯車10の歯数が72）において、圧力角の差 $\Delta\alpha$ を、1.5[度]、2[度]、3[度]と変化させたときの、図2相当のトルク伝達率を示すグラフである。図5において、圧力角の差 $\Delta\alpha$ が1.5[度]のときは、上述した実施形態の輪列機構1であり、図2に示したグラフと同じである。図5において、圧力角の差 $\Delta\alpha$ が2[度]のときは、近寄り噛み合いの範囲で略一定となるトルク伝達率の値が、圧力角の差 $\Delta\alpha = 1.5$ [度]のときよりも小さくなるとともに、遠のき噛み合いの範囲で最大となるトルク伝達率の値は圧力角の差 $\Delta\alpha = 1.5$ [度]のときよりも大きくなって、トルク変動が大きくなる。

[0032] 図5において、圧力角の差 $\Delta\alpha$ が3[度]のときは、近寄り噛み合いの範囲で略一定となるトルク伝達率の値が、圧力角の差 $\Delta\alpha = 2$ [度]のときよりもさらに小さくなるとともに、遠のき噛み合いの範囲で最大となるトルク伝達率の値は圧力角の差 $\Delta\alpha = 2$ [度]のときよりもさらに大きくなって、トルク変動が一層大きくなるが、圧力角の差 $\Delta\alpha = 4$ [度]未満の範囲である限り、本発明が適用されないものよりもトルク変動は抑制されている。したがって、トルク変動を十分に抑制する効果を得るために、圧力角の差 $\Delta\alpha$ が $-(Z/2) + 8$ よりも小さいことが好ましい。なお、トルク変動を一層抑制する効果を得るために、圧力角の差 $\Delta\alpha$ は $-(Z/2) + 7$ よりも小さいことがより好ましい。

[0033] 本実施形態の輪列機構 1 における歯車 10 は、歯 11 の歯形の輪郭が、圧力角 $\alpha 2 = 22$ [度] のインボリュート曲線であるが、本発明に係る時計の輪列機構における歯車の歯の歯形の輪郭を規定するインボリュート曲線は、圧力角 $\alpha 2$ が 22 [度] のものに限定されるものではなく、圧力角 $\alpha 2$ は 22 [度] 以外の 18 [度]、19 [度]、20 [度]、21 [度]、23 [度]、24 [度]、25 [度] などであってもよい。圧力角 $\alpha 1$ 及び $\alpha 2$ は、22.5 [度] や 23.4 [度] など、小数を含む角度でもよい。

[0034] 図 6 は、本実施形態の時計の輪列機構 1 における歯車 10 とカナ 20 との軸間距離を、正規の 3 [mm] に対してずれ量 Δa [μm] だけ変化させたときの、トルク伝達率を示すグラフであり、図 6 において実線で表されたずれ量 $\Delta a = 0$ [μm] のものは、軸間距離が正規の 3 [mm] であって図 2 に示したグラフと同じである。

[0035] 図 6 において粗い破線で表されたずれ量 $\Delta a = +10$ [μm] のものは、軸間距離が正規の 3 [mm] に対して 10 [μm] 長くなった状態であり、略一定となると定トルク伝達率の範囲における最小トルク伝達率が正規の軸間距離の場合よりも大きくなるとともに、定トルク伝達率でない範囲における最大トルク伝達率が正規の軸間距離の場合よりも小さくなって、トルク変動は正規の軸間距離の場合よりも抑制されている。

[0036] 図 6 において一点鎖線で表されたずれ量 $\Delta a = +20$ [μm] のものは、ずれ量 $\Delta a = +10$ [μm] に対して軸間距離がさらに 10 [μm] 長くなった状態であり、定トルク伝達率の範囲における最小トルク伝達率がずれ量 $\Delta a = +10$ [μm] の場合よりも大きくなるとともに、定トルク伝達率でない範囲における最大トルク伝達率がずれ量 $\Delta a = +10$ [μm] の軸間距離の場合よりも小さくなって、トルク変動はずれ量 $\Delta a = +10$ [μm] の軸間距離の場合よりもさらに抑制されている。

[0037] 図 6 において密な破線で表されたずれ量 $\Delta a = -10$ [μm] のものは、軸間距離が正規の 3 [mm] に対して 10 [μm] 短くなった状態であり、略一定となると定トルク伝達率の範囲における最小トルク伝達率が正規の軸

間距離の場合よりも小さくなるとともに、定トルク伝達率でない範囲における最大トルク伝達率が正規の軸間距離の場合よりも大きくなって、トルク変動は正規の軸間距離の場合よりも大きくなる。

[0038] 図6において細かい破線で表されたずれ量 $\Delta a = -20$ [μm] のものは、ずれ量 $\Delta a = -10$ [μm] に対して軸間距離がさらに 10 [μm] 短くなった状態であり、定トルク伝達率の範囲における最小トルク伝達率がずれ量 $\Delta a = -10$ [μm] の場合よりも小さくなるとともに、定トルク伝達率でない範囲における最大トルク伝達率がずれ量 $\Delta a = -10$ [μm] の軸間距離の場合よりも大きくなって、トルク変動はずれ量 $\Delta a = -10$ [μm] の軸間距離の場合よりもさらに大きくなる。

[0039] ただし、軸間距離のずれ量 Δa が -20 [μm] $\sim$ 20 [μm] の範囲では、歯車10とカナ20とは正常に噛み合うとともに、トルク変動は大きく変化しない。したがって、本実施形態の時計の輪列機構1は、軸間距離のずれ量 Δa が -20 [μm] $\sim$ 20 [μm] の範囲では、図3の破線で示した従来の一般的な時計の輪列機構に比べて、トルク変動は十分に抑制されている。

[0040] 本実施形態の時計の輪列機構は、二番車の歯車10と三番車のカナ20との組み合わせであるが、本発明に係る時計の輪列機構はこれらの組み合わせに限定されない。すなわち、三番車の歯車と四番車のカナとの組み合わせ、四番車の歯車とがんぎ車のカナとの組み合わせ、香箱車と二番車のカナとの組み合わせであってもよく、さらに、その他の歯車同士の組み合わせであってもよい。

[0041] <カナの歯の歯形の設定方法>

上述した実施形態の時計の輪列機構1におけるカナ20の歯21の歯形の輪郭22の具体的な設定方法を以下に説明する。なお、本発明に係る時計の輪列機構におけるカナは、以下で説明した設定方法で設定されたものに限定されるものではなく、以下の設定方法は一例に過ぎない。

[0042] 図7は、カナ20の歯21の歯形の輪郭22の具体的な設定方法を説明す

るための模式図である。

[0043] まず、図 7 に示すように、カナ 20 と実際に噛み合う歯車 10 の圧力角よりも大きい圧力角 $\alpha 1$ となる仮想の歯車 10' を想定する。この仮想の歯車 10' の回転中心を $O 2$ 、カナ 20 の回転中心を $O 1$ 、カナ 20 と仮想の歯車 10' との噛合い点を T 、噛合い点 T におけるカナ 20 と仮想の歯車 10' との歯形の輪郭の共通接線 $L 1$ の法線（共通法線） $L 2$ と、回転中心 $O 1$ 、 $O 2$ を結ぶ直線 $L 3$ との交点を P 、摩擦角を λ とする。

[0044] 噛合い点 T において、共通法線 $L 2$ から摩擦角 λ だけ傾いた直線 $L 4$ と直線 $L 3$ との交点を Q 、直線 $L 3$ と直線 $L 4$ とのなす角度を θ 、回転中心 $O 1$ 、 $O 2$ からそれぞれ共通接線 $L 1$ に下した垂線 $L 5$ 、 $L 6$ との各交点を $a 1$ 、 $a 2$ とする。回転中心 $O 1$ から交点 Q までの長さを $R 1$ 、回転中心 $O 2$ から交点 Q までの長さを $R 2$ 、回転中心 $O 1$ から交点 $a 1$ までの長さを $P 1$ 、回転中心 $O 2$ から交点 $a 2$ までの長さを $P 2$ とする。このとき、カナ 20 が仮想の歯車 10' に対して略一定のトルクで回転するためには、長さ $R 1$ 及び長さ $R 2$ が一定であればよい。

[0045] ここで、回転中心 $O 1$ を中心とした半径 $R 1$ の円 $E 1$ と仮に設定した歯形曲線 $F 1$ との交点 $K 1$ と、回転中心 $O 1$ と、を結んだ直線 $L 7$ を基準線とし、基準線 $L 7$ と共通接線 $L 1$ とのなす角度 $\beta 1$ 、回転中心 $O 2$ を中心とした半径 $R 2$ の円 $E 2$ と仮に設定した歯形曲線 $F 2$ との交点 $K 2$ と、回転中心 $O 2$ と、を結んだ直線 $L 8$ を基準線とし、基準線 $L 8$ と共通接線 $L 1$ とのなす角度 $\beta 2$ とすると、歯形曲線 $F 1$ 、 $F 2$ はそれぞれ、接線極座標 $(P 1, \beta 1)$ 、接線極座標 $(P 2, \beta 2)$ で表すことができる。

[0046] 歯車 10 の歯 11 の歯形曲線 $F 2$ はインボリュート曲線であるため、接線極座標 $(P 2, \beta 2)$ に基づいて、インボリュート曲線に対する定トルク曲線としての歯形曲線 $F 1$ の接線極座標 $(P 1, \beta 1)$ を算出する。

[0047] すなわち、歯形曲線 $F 2$ を規定する接線極座標 $(P 2, \beta 2)$ がインボリュート曲線であるとの条件により、下記式 (1) が成り立つ。

[0048]

[数1]

$$P_2 = R_2 \cos(\alpha) \beta_2 + R_2 \cos(\alpha) \{\tan(\alpha) - \alpha\} \quad (1)$$

となる。ただし、式(1)において、 α は上述した仮想の歯車10'の圧力角 α_1 である。

[0049] また、接線極座標の関係により、噛合い点Tから交点a1までの長さP3、噛合い点Tから交点a2までの長さP4に関して下記式(2)、(3)が成り立つ。

[0050] [数2]

$$P_3 = \frac{d P_1}{d \beta_1} \quad (2)$$

$$P_4 = \frac{d P_2}{d \beta_2} \quad (3)$$

[0051] そして、近寄り噛合いの場合は、下記式(4)、(5)、(6)、(7)が成り立つ。

[0052] [数3]

$$P_1 = R_1 \cos(\theta + \lambda) + r \cos(\lambda) \quad (4)$$

$$P_3 = R_1 \sin(\theta + \lambda) + r \sin(\lambda) \quad (5)$$

$$P_2 = R_2 \cos(\theta + \lambda) - r \cos(\lambda) \quad (6)$$

$$P_4 = R_2 \sin(\theta + \lambda) - r \sin(\lambda) \quad (7)$$

[0053] したがって、式(1)～(7)により、歯形曲線F2を求める。具体的には式(1)、(3)、(6)、(7)を用いて、噛合い点Tの軌跡に相当する極座標(r, θ)を求め、得られた値を式(2)、(4)、(5)に代入して、接線極座標(P_1, β_1)が求められる。

[0054] すなわち、 P_1 は、極座標(r, θ)を式(4)に代入することにより求められる。また、 β_1 は、式(2)、(4)、(5)により、以下の式(8)となる。

[0055]

[数4]

$$\frac{d\beta_1}{d\theta} = \frac{-R_1 \sin(\theta + \lambda) + \frac{\cos(\lambda)}{\sin(\lambda)} R_2 \cdot \cos(\theta + \lambda)}{(R_1 + R_2) \sin(\theta + \lambda) - R_2 \cos(\alpha)} \quad (8)$$

[0056] そして、式(8)において、 β_1 を θ の関数で不定積分し、その初期値によって定数項 c が求められて、 β_1 が求められる。すなわち、 $\tan\{(\theta + \lambda)/2\} = t$ 、 $R_2 \cos(\alpha) = R_g^2$ とにおいて式(8)を t の関数で不定積分すると、以下の式(9)が得られる。

[0057] [数5]

$$\begin{aligned} \beta_1 = & \frac{R_2}{\tan(\lambda) \cdot (R_1 + R_2)} \cdot \log\left(\frac{R_g^2 t^2 - 2(R_1 + R_2)t + R_g^2}{t^2 + 1}\right) \\ & - \frac{2R_1 \tan^{-1}(t)}{R_1 + R_2} + \frac{R_g^2 \cdot R_1}{(R_1 + R_2) \sqrt{(R_1 + R_2)^2 - R_g^2}} \\ & \cdot \log\left(\frac{R_g^2 t - (R_1 + R_2) - \sqrt{(R_1 + R_2)^2 - R_g^2}}{R_g^2 t - (R_1 + R_2) + \sqrt{(R_1 + R_2)^2 - R_g^2}}\right) + c \quad (9) \end{aligned}$$

[0058] なお、式(9)における定数項 c は、 β_1 に初期値 α 、 θ に初期値 $(\pi/2 - \alpha - \lambda)$ をそれぞれ代入して求められる。

以上により、接線極座標 (P_2, β_2) で規定される歯車10の歯形であるインボリュート曲線(歯形曲線F2)に対応した、カナ20の歯形である定トルク曲線(歯形曲線F1)を規定する接線極座標 (P_1, β_1) が求められる。

これにより求められたカナ20は、カナ20が実際に噛み合う歯車10から、噛み合い期間の前半の少なくとも一部の範囲において、伝達されるトルクが略一定となる。

[0059] [実施形態2]

<輪列機構の構成>

上述した実施形態1の輪列機構1は、カナ20の歯21の歯形の輪郭22が

、歯 11 の圧力角 α_2 よりも大きな圧力角 α_1 のインボリュート曲線に対応した仮想の歯車 10' と噛み合う、この仮想の歯車 10' とカナ 20 の歯 21 とが噛み合い始めてから噛み合い終わるまでの噛み合い期間において仮想の歯車 10' からカナ 20 に伝達するトルクが略一定となる定トルク曲線で形成されたものである。しかし、本発明に係る輪列機構は、この形態に限定されるものではない。

[0060] すなわち、本発明に係る輪列機構は、カナ 20 の歯 21 の歯形の輪郭 22 が、歯 11 の圧力角 α_2 よりも小さい圧力角 α_1 のインボリュート曲線に対応した仮想の歯車 10' と噛み合う、この仮想の歯車 10' とカナ 20 の歯 21 とが噛み合い始めてから噛み合い終わるまでの噛み合い期間において仮想の歯車 10' からカナ 20 に伝達するトルクが略一定となる定トルク曲線で形成されたものであってもよい。そして、このように構成された輪列機構 1 は、本発明に係る輪列機能の第 2 の実施形態（実施形態 2）とすることができる。

[0061] <輪列機構の作用>

上述したように構成された実施形態 2 の輪列機構 1 は、カナ 20 の歯 21 の数 Z が、例えば 11 ～ 20 個の範囲であればよい。カナ 20 の歯 21 の歯形の輪郭 22 が、上述したように、小さな圧力角 α_1 の仮想の歯車と噛み合わせた噛み合い期間における定トルク曲線で形成されている場合、歯 21 の数 Z が 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20 個の場合は、適切な噛み合いを実現しつつトルク変動を抑制する効果が大きい。なお、トルク変動を一層抑制する観点からは、カナ 20 の歯 21 の数 Z は、特に、16 ～ 20 個の範囲であることが好ましい。

[0062] 実施形態 2 の時計の輪列機構 1 は、図 4 に示すカナ 20 の歯数 Z ($= 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20$) の範囲（特に、16 ～ 20 個の範囲）で、圧力角の差 $\Delta\alpha$ は $-(Z/2) + 5$ よりも大きい ($-(Z/2) + 5 < \Delta\alpha$) ことが好ましい。

[0063] また、実施形態 2 の時計の輪列機構 1 は、図 4 に示すカナ 20 の歯数 Z (

= 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20) の範囲 (特に、16～20個の範囲) で、圧力角の差 $\Delta\alpha$ は $-(Z/2) + 8$ よりも小さい ($\Delta\alpha < -(Z/2) + 8$) ことが好ましい。圧力角の差 $\Delta\alpha$ が大きくなる ($\Delta\alpha$ は負数であるため、 $\Delta\alpha$ が大きくなることは $\Delta\alpha$ が0に近づくことに等しい。) にしたがって、近寄り噛み合いの範囲で略一定となるトルク伝達率は、その略一定の値が小さくなるとともに、遠のき噛み合いの範囲での最大となるトルク伝達率の値が大きくなってトルク変動が大きくなる。したがって、圧力角の差 $\Delta\alpha$ が $-(Z/2) + 8$ よりも小さくないときは、トルク変動を抑制する効果が小さくなるが、圧力角の差 $\Delta\alpha$ が $-(Z/2) + 8$ よりも小さいときは、トルク変動を十分に抑制することができる。

[0064] なお、実施形態2の時計の輪列機構1は、カナ20の歯数 Z (= 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20) の範囲で、圧力角の差 $\Delta\alpha$ を破線で示した $\Delta\alpha < -(Z/2) + 7$ の範囲にすることがより好ましく、この範囲 ($\Delta\alpha < -(Z/2) + 7$) では、トルク変動を一層抑制することができる。

[0065] 上述した理由により、例えば、カナ20の歯数 Z が17のときは、カナ20の歯21の歯形の輪郭22を形成する定トルク曲線を算出するために用いられる仮想の歯車10'のインボリュート曲線における圧力角 α_1 と、歯車10の圧力角 α_2 との差 $\Delta\alpha$ ($= \alpha_1 - \alpha_2$) を-3.5より大きく、かつ-0.5未満 (好ましくは-1.5未満) とすることで、カナ20の歯先がトルク伝達に不要な部分 (歯車10の歯底等) に接触するおそれがなく、噛み合い期間の前半の少なくとも一部の範囲において、歯車10からカナ20に伝達するトルクが略一定となる時計の輪列部品を得ることができる。圧力角の差 $\Delta\alpha$ を、好ましい-1.5未満としたカナ20の場合は、差 $\Delta\alpha$ を-0.5未満としたものよりも、トルク変動を抑制する効果が大きい。

[0066] 図8は、実施形態2の輪列機構1 (例えば、カナ20の歯数 Z が17、噛み合う相手の歯車10の歯数が109) において、圧力角の差 $\Delta\alpha$ を、0 [度]、-1 [度]、-2 [度] と変化させたときの、図5相当のトルク伝達

率を示すグラフである。図8において、圧力角の差 $\Delta\alpha$ が -1 [度] のときは、近寄り噛み合いの範囲で略一定となるトルク伝達率の値が、圧力角の差 $\Delta\alpha = -2$ [度] のときよりも小さくなるとともに、遠のき噛み合いの範囲で最大となるトルク伝達率の値は圧力角の差 $\Delta\alpha = -2$ [度] のときよりも大きくなって、トルク変動が大きくなる。

[0067] 図8において、圧力角の差 $\Delta\alpha$ が 0 [度] のときは、近寄り噛み合いの範囲で略一定となるトルク伝達率の値が、圧力角の差 $\Delta\alpha = -1$ [度] のときよりもさらに小さくなるとともに、遠のき噛み合いの範囲で最大となるトルク伝達率の値は圧力角の差 $\Delta\alpha = -1$ [度] のときよりもさらに大きくなって、トルク変動が一層大きくなる。したがって、トルク変動を十分に抑制する効果を得るために、圧力角の差 $\Delta\alpha$ が $-(Z/2) + 8$ よりも小さいことが好ましい。なお、トルク変動を一層抑制する効果を得るために、圧力角の差 $\Delta\alpha$ は $-(Z/2) + 7$ よりも小さいことがより好ましい。

[0068] 実施形態2の時計の輪列機構は、二番車の歯車10と三番車のカナ20との組み合わせ、三番車の歯車と四番車のカナとの組み合わせ、四番車の歯車とがんぎ車のカナとの組み合わせ、香箱車と二番車のカナとの組み合わせ、のいずれであってもよく、さらに、その他の歯車同士の組み合わせであってもよい。

[0069] <カナの歯の歯形の設定方法>

上述した実施形態2の時計の輪列機構1におけるカナ20の歯21の歯形の輪郭22の具体的な設定方法は、実施形態1の時計の輪列機構1におけるカナ20の歯21の歯形の輪郭22の具体的な設定方法と同じであるので、説明を省略する。ただし、実施形態1で説明した設定方法において、仮想の歯車10'の圧力角 α_1 を、カナ20と実際に噛み合う歯車10の圧力角 α_2 よりも小さい圧力角 α_1 と読み替えて適用するものとする。なお、本発明に係る時計の輪列機構におけるカナは、実施形態1で説明した設定方法で設定されたものに限定されるものではなく、その設定方法は一例に過ぎない。

[0070] 上述した実施形態1の輪列機構1は、噛み合わされる歯車10の歯の圧力

角 α_2 よりも大きな圧力角 α_1 ($\Delta\alpha$ が正となる)の輪郭形状の歯21を有するカナ20を説明し、そのカナ20の歯数 Z として好ましい値を7~15とした。一方、実施形態2の輪列機構1は、噛み合わされる歯車10の歯の圧力角 α_2 よりも小さな圧力角 α_1 ($\Delta\alpha$ が負となる)の輪郭形状の歯21を有するカナ20を説明し、そのカナ20の歯数 Z として好ましい値を11~20とした。

[0071] したがって、実施形態1のカナ20と実施形態2のカナ20の両方において好ましい歯数 Z が11~15のカナ20については、結果的に、噛み合わされる歯車の歯の圧力角よりも大きな圧力角であってもよいし、噛み合わされる歯車の歯の圧力角よりも小さな圧力角であってもよいことになるが、両者を比較した場合には、噛み合わされる歯車の歯の圧力角よりも小さな圧力角であることが好ましい。

[0072] 以上をまとめると、好ましい一例の輪列機構1としては、歯数 Z が7~10のカナ20は、噛み合わされる歯車10の歯の圧力角 α_2 よりも大きな圧力角 α_1 ($\Delta\alpha$ が正となる)の輪郭形状とし、歯数 Z が16~20のカナ20は、噛み合わされる歯車10の歯の圧力角 α_2 よりも小さな圧力角 α_1 ($\Delta\alpha$ が負となる)の輪郭形状とすることができる。そして、好ましい一例の輪列機構1としては、歯数 Z が11~15のカナ20は、噛み合わされる歯車10の歯の圧力角 α_2 よりも大きな圧力角 α_1 ($\Delta\alpha$ が正となる)の輪郭形状であってもよいし、小さな圧力角 α_1 ($\Delta\alpha$ が負となる)の輪郭形状であってもよいが、より好ましくは、噛み合わされる歯車の歯の圧力角 α_2 よりも小さな圧力角 α_1 ($\Delta\alpha$ が負となる)の輪郭形状である。

[0073] なお、上述した各実施形態や各変形例の輪列機構1は、好ましい一例にすぎず、本発明に係る輪列機構の技術的範囲は、これら各実施形態や各変形例に限定されない。

関連出願の相互参照

[0074] 本出願は、2016年6月23日に日本国特許庁に出願された特願2016-124837に基づいて優先権を主張し、その全ての開示は完全に本明

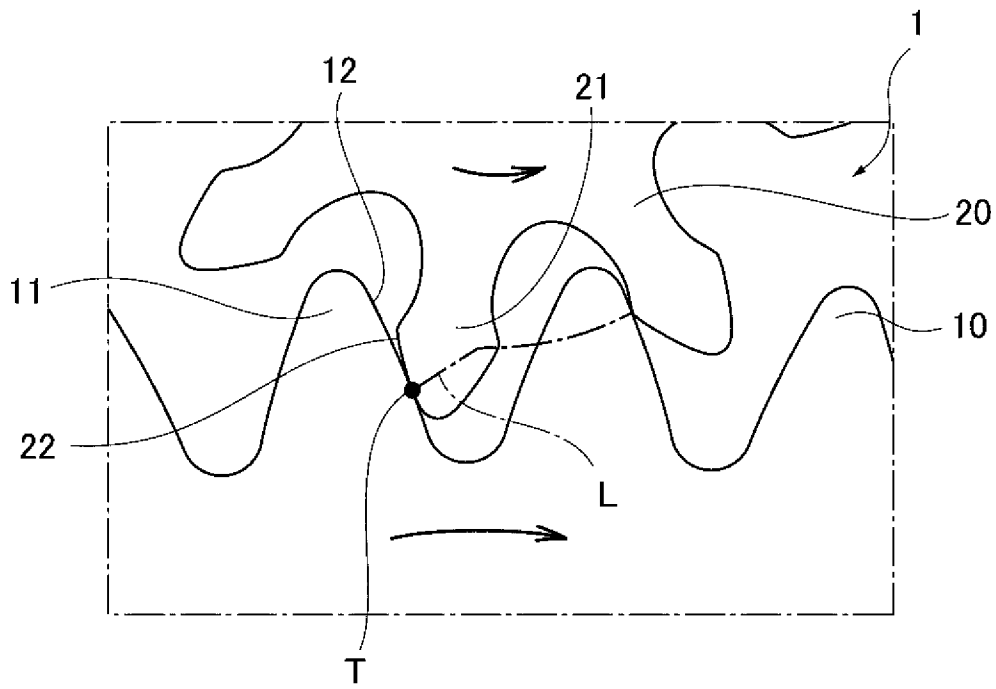
細書で参照により組み込まれる。

請求の範囲

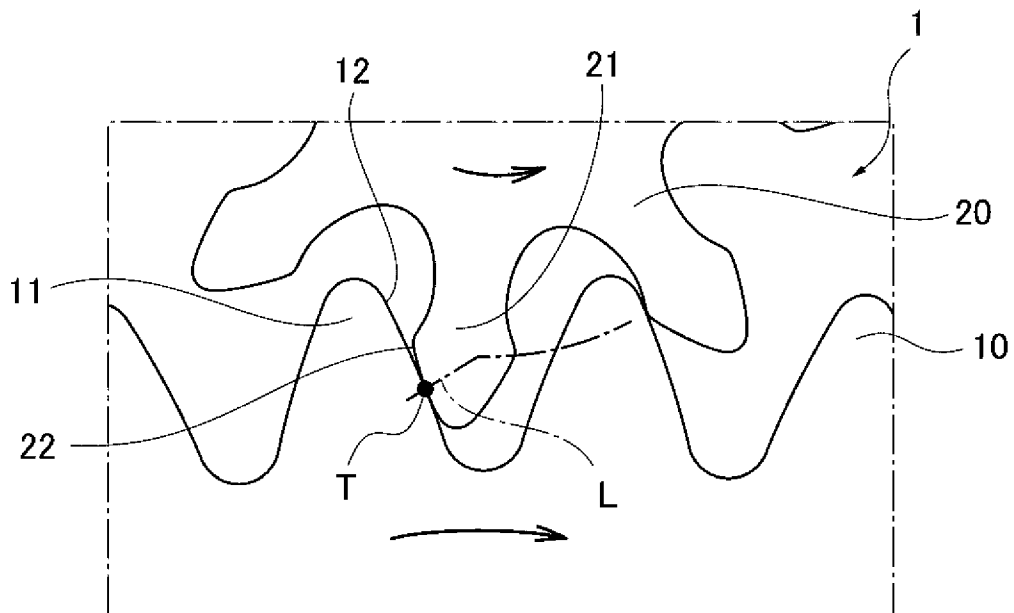
- [請求項1] インボリュート曲線の輪郭の歯形の歯を有する歯車と、前記歯車の歯に噛み合ってトルクを受ける歯を有するカナと、を備え、
前記歯車と前記カナとが噛み合う噛み合い期間の前半の少なくとも一部の範囲において、前記歯車から前記カナに伝達するトルクが略一定となる時計の輪列機構。
- [請求項2] 前記カナの歯形の輪郭が、前記歯車のインボリュート曲線の圧力角よりも大きい圧力角のインボリュート曲線の輪郭を有する仮想の歯車の歯と噛み合わせたときに、前記仮想の歯車から前記カナに伝達するトルクが略一定となる定トルク曲線に設定されている請求項1に記載の時計の輪列機構。
- [請求項3] 前記カナは、歯数が7以上15以下である請求項2に記載の時計の輪列機構。
- [請求項4] 前記カナの歯形の輪郭が、前記歯車のインボリュート曲線の圧力角よりも小さい圧力角のインボリュート曲線の輪郭を有する仮想の歯車の歯と噛み合わせたときに、前記仮想の歯車から前記カナに伝達するトルクが略一定となる定トルク曲線に設定されている請求項1に記載の時計の輪列機構。
- [請求項5] 前記カナは、歯数が11以上20以下である請求項4に記載の時計の輪列機構。
- [請求項6] 前記歯車の圧力角 α_2 と、前記仮想の歯車の歯の歯形の輪郭に対応したインボリュート曲線の圧力角 α_1 との差 $\Delta\alpha$ ($=\alpha_1 - \alpha_2$) が、下記式を満たす請求項2から5のうちいずれか1項に記載の時計の輪列機構。

$$-Z/2 + 5 < \Delta\alpha < -Z/2 + 8$$

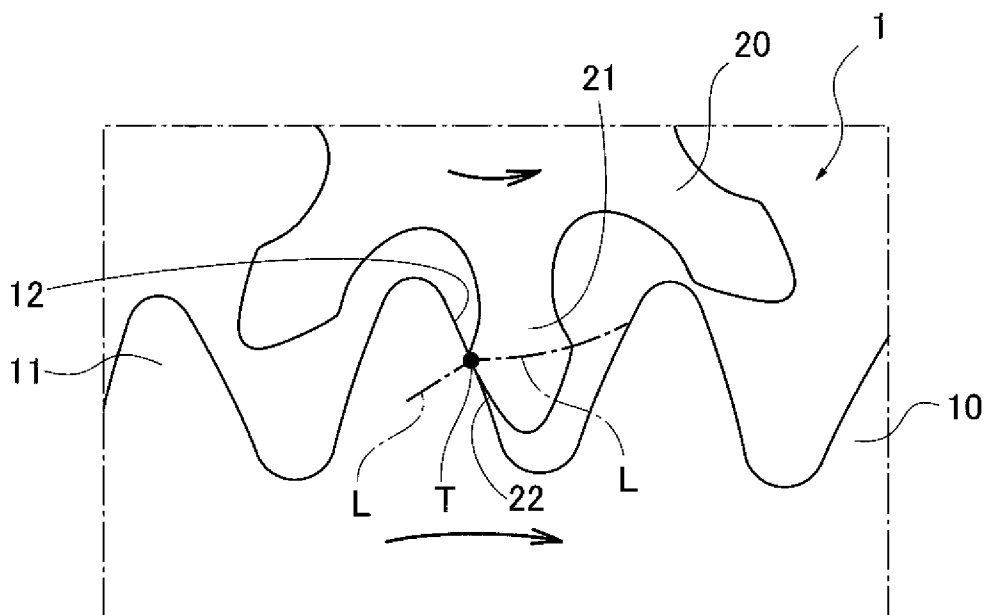
[図1A]



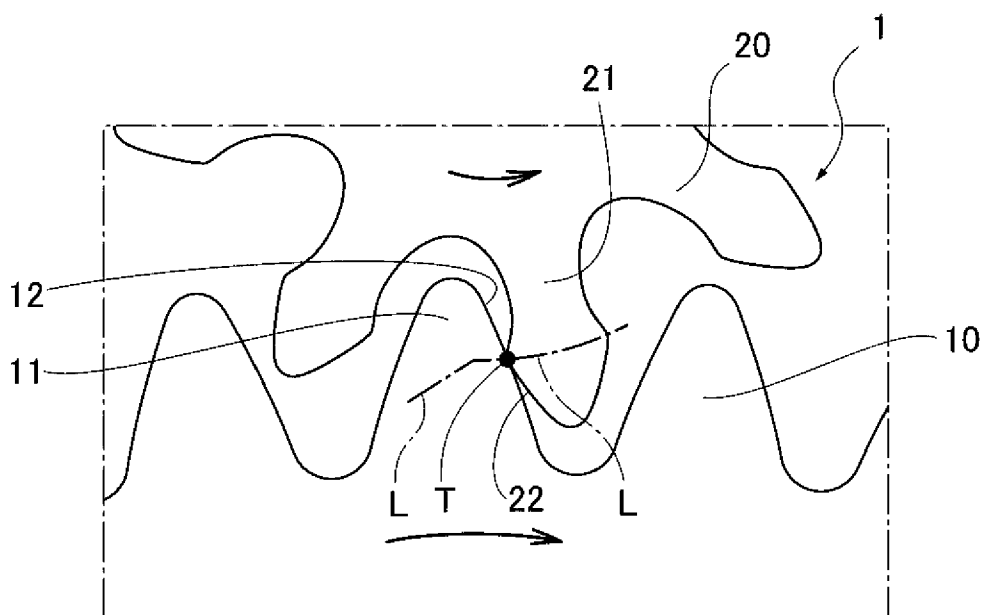
[図1B]



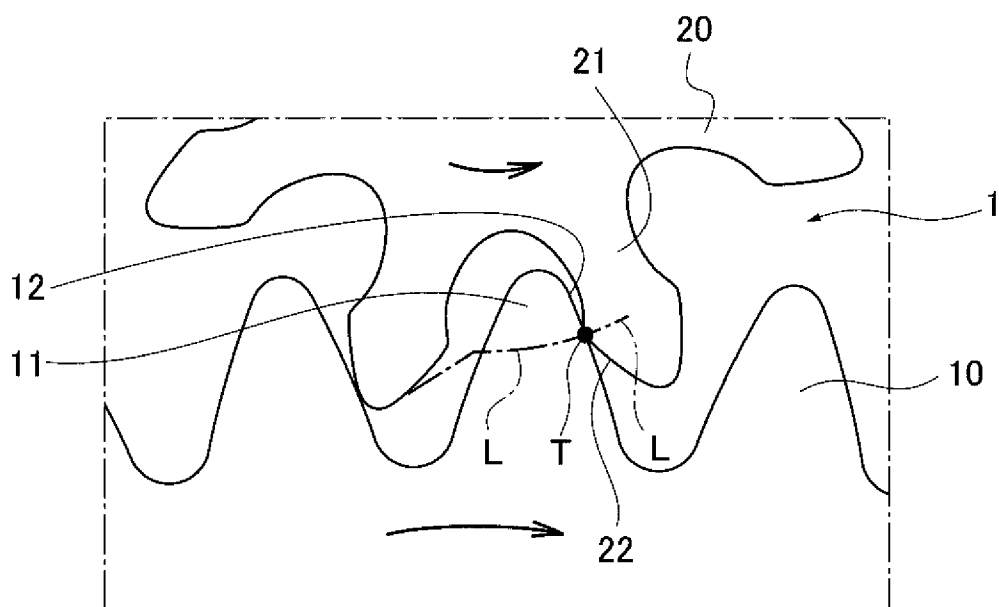
[図1C]



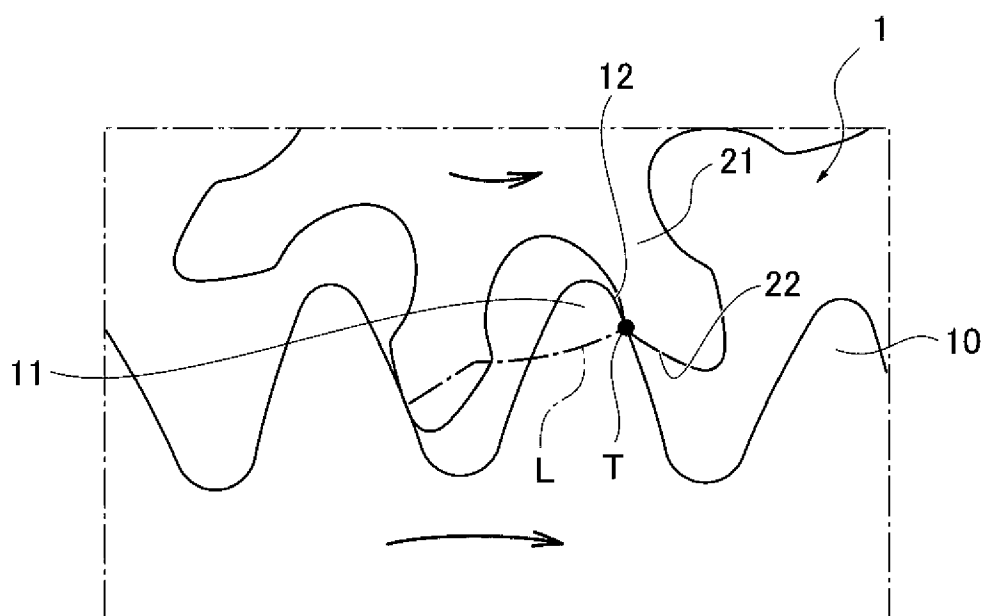
[図1D]



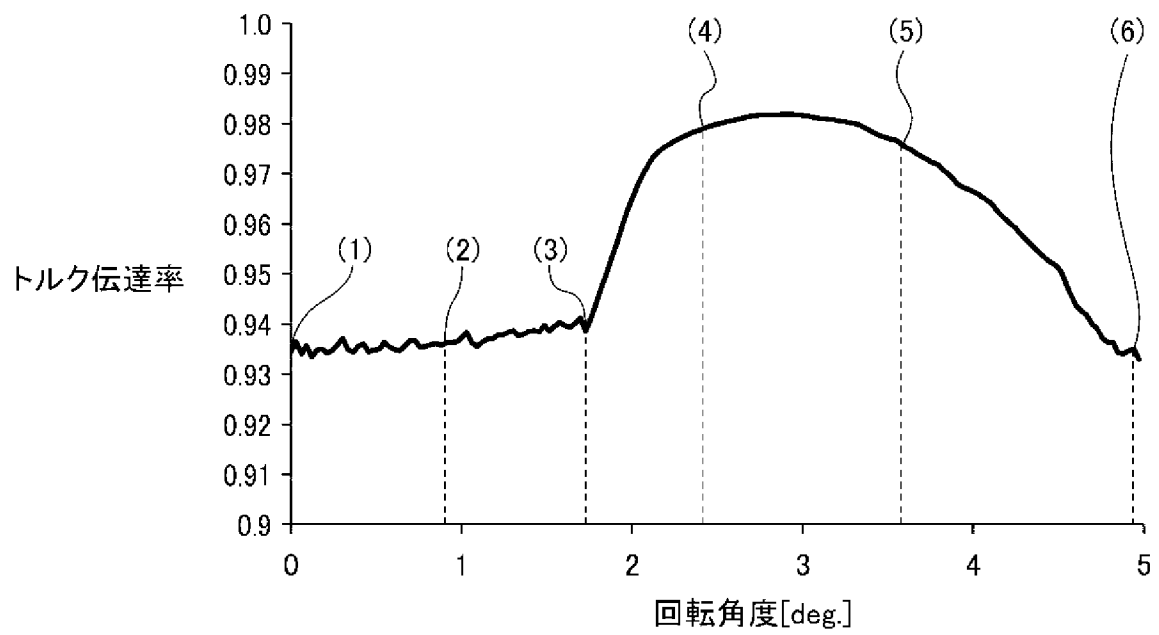
[図1E]



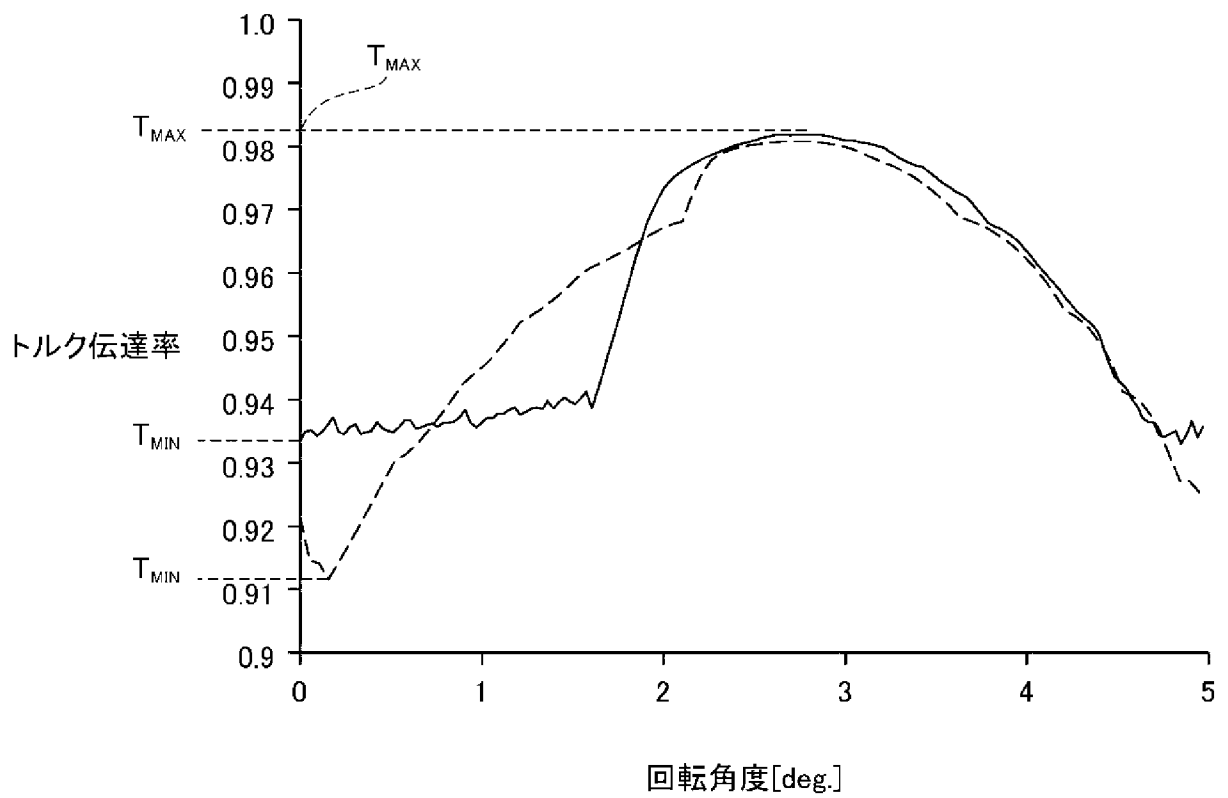
[図1F]



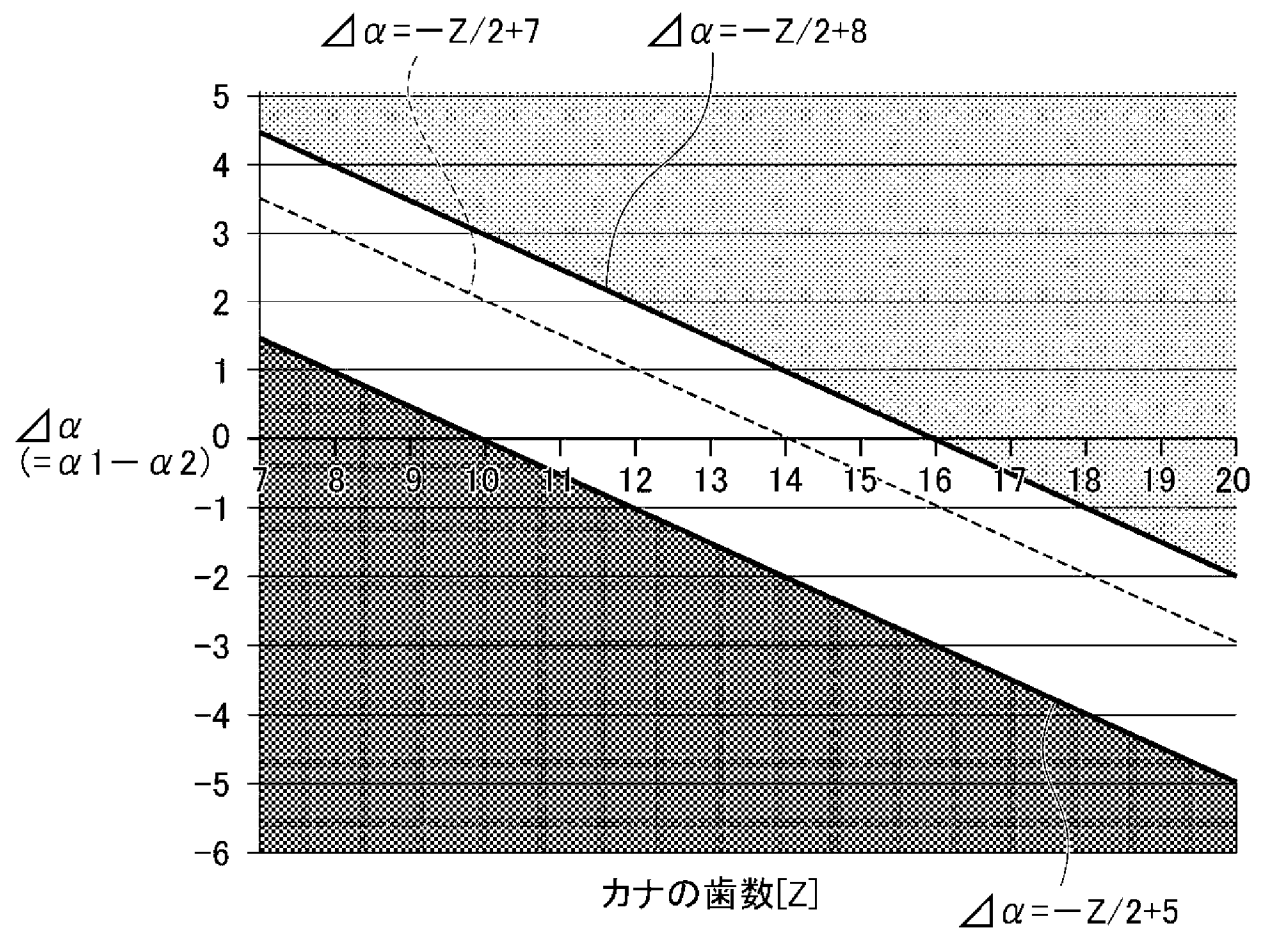
[図2]



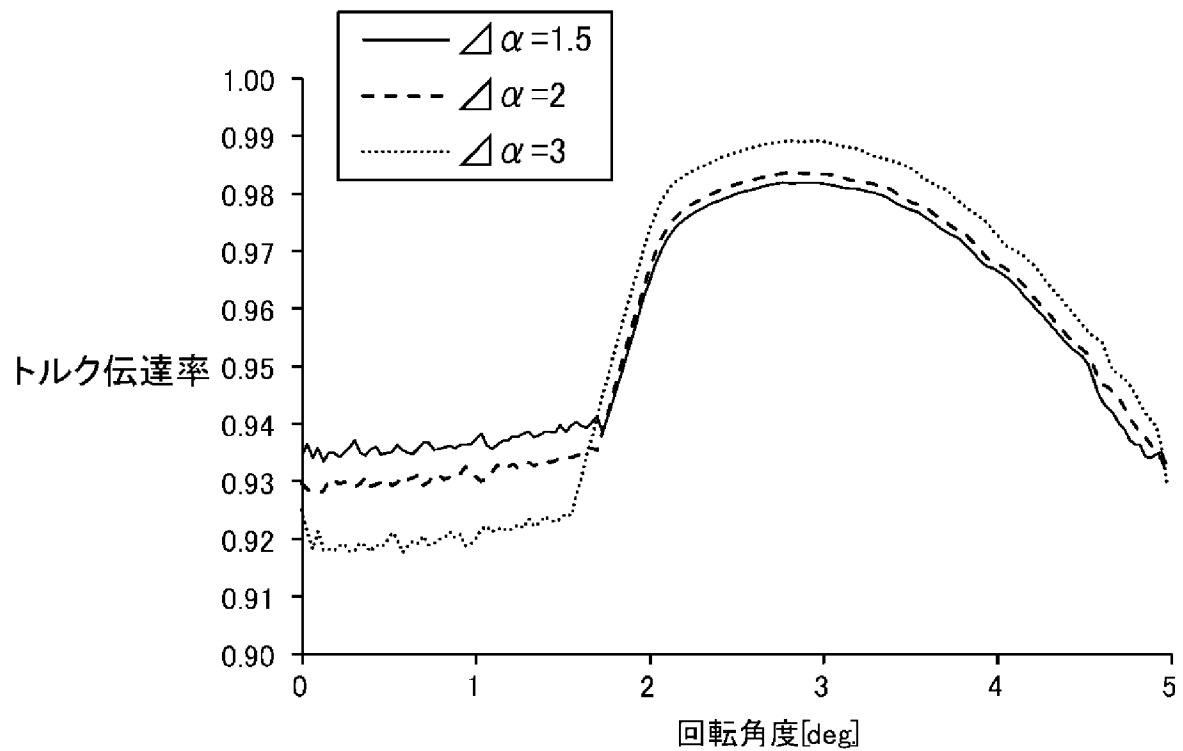
[図3]



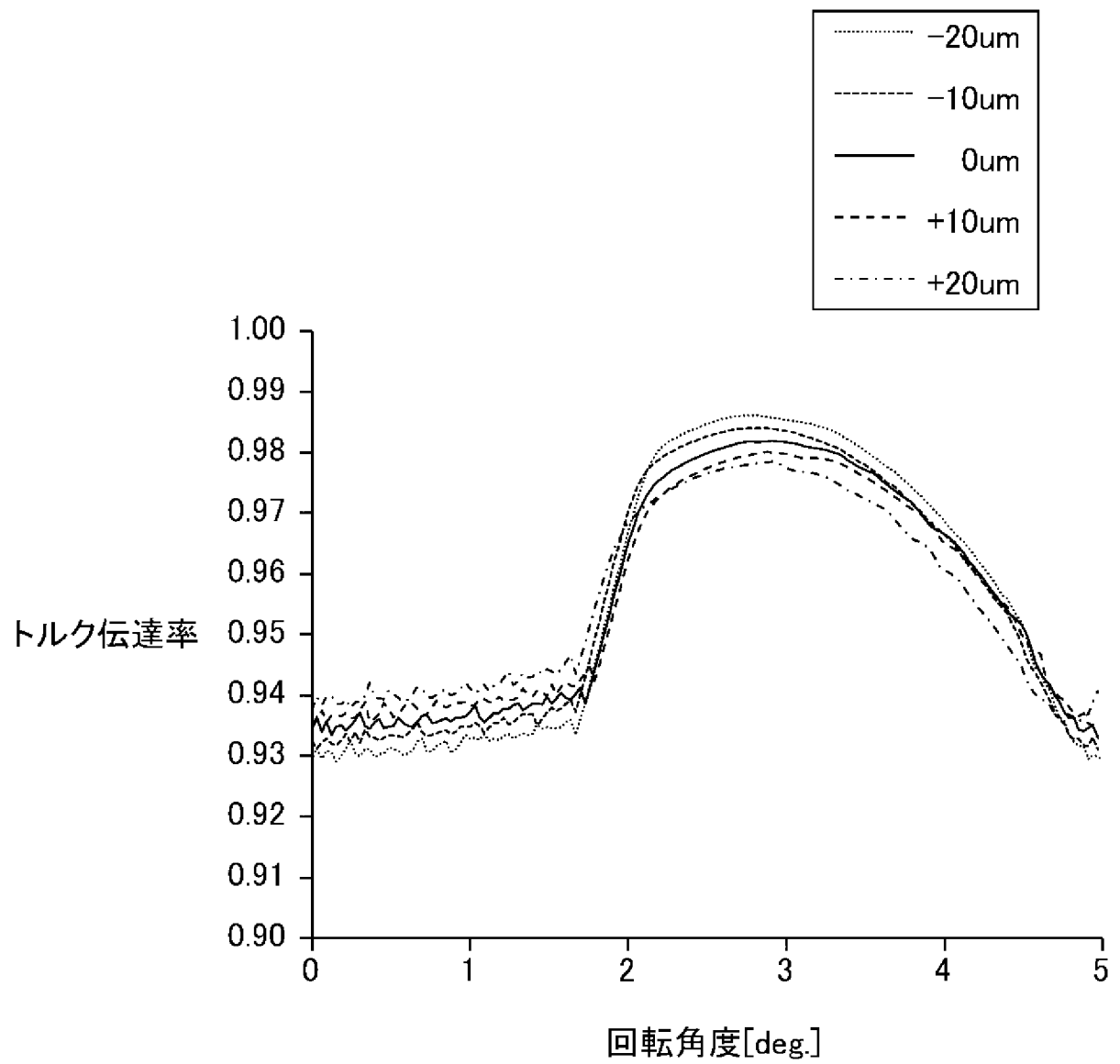
[図4]



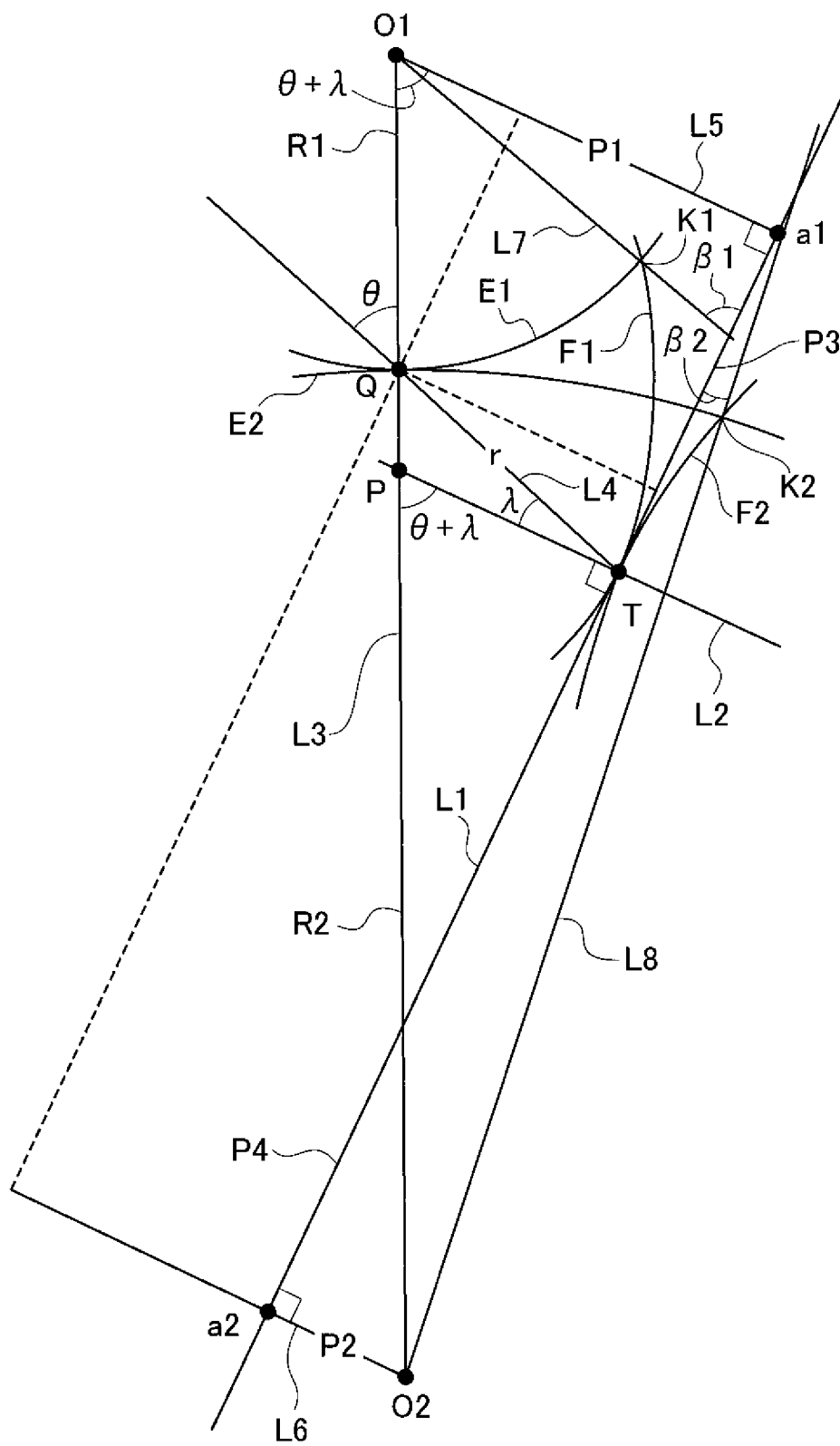
[図5]



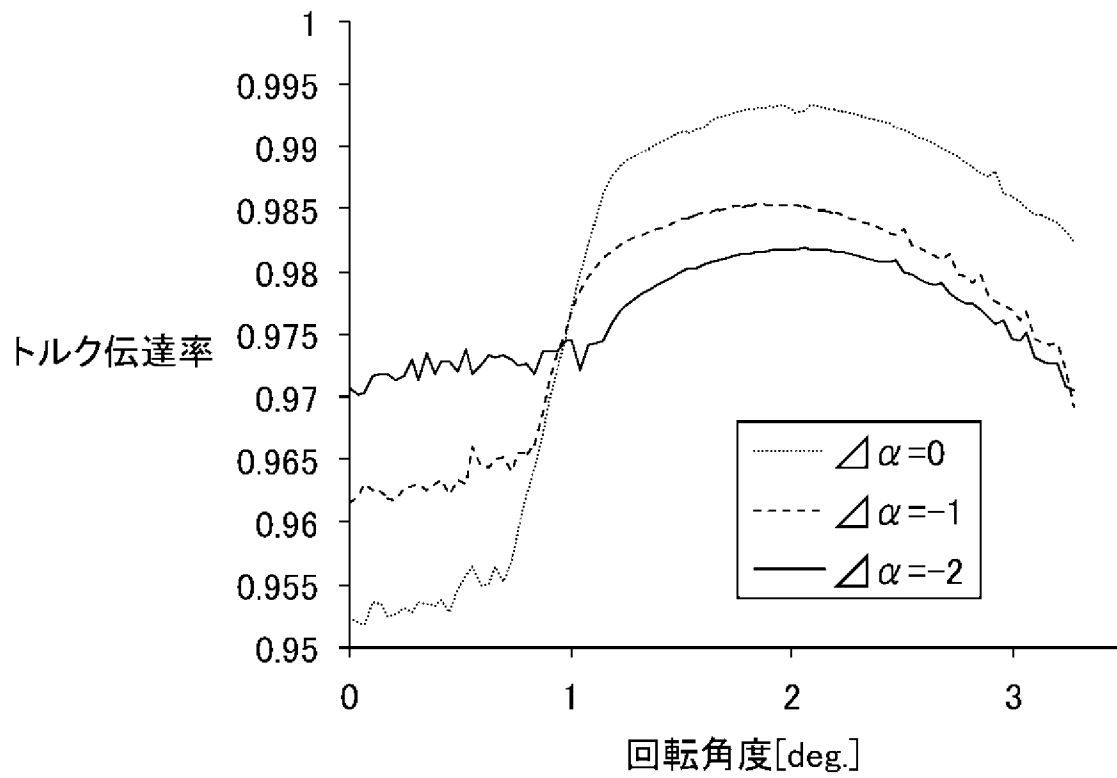
[図6]



[図7]



[図8]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/014822

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

G04B13/02(2006.01) i, F16H55/08(2006.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

G04B13/02, F16H55/08

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2017
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2017	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2017

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X A	JP 2002-227967 A (Seiko Epson Corp.), 14 August 2002 (14.08.2002), paragraphs [0002] to [0014], [0047] to [0051]; fig. 3, 4, 15 to 21 (Family: none)	1 2-6
A	JP 2012-102877 A (ETA SA Manufacture Horlogere Suisse), 31 May 2012 (31.05.2012), paragraphs [0007] to [0010]; fig. 1, 2 & US 2012/0118093 A1 paragraphs [0008] to [0011]; fig. 1, 2 & EP 2453321 A1 & CN 102563007 A	1-6

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
 "E" earlier application or patent but published on or after the international filing date
 "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
 "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
 "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
 "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
 "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
 "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
30 June 2017 (30.06.17)

Date of mailing of the international search report
11 July 2017 (11.07.17)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. G04B13/02(2006.01)i, F16H55/08(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. G04B13/02, F16H55/08

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2017年
日本国実用新案登録公報	1996-2017年
日本国登録実用新案公報	1994-2017年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
X	JP 2002-227967 A（セイコーエプソン株式会社）2002.08.14, 段落[0002]－[0014], [0047]－[0051]、	1
A	図3, 4, 15－21（ファミリーなし）	2-6
A	JP 2012-102877 A（ウーテアー・エス・アー・マニファクチュール・オロロジュール・スイス）2012.05.31, 段落[0007]－[0010]、図1, 2 & US 2012/0118093 A1, 段落[0008]－[0011]、図1, 2 & EP 2453321 A1 & CN 102563007 A	1-6

C欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

30.06.2017

国際調査報告の発送日

11.07.2017

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（ISA/J P）

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

藤田 憲二

2 F

3488

電話番号 03-3581-1101 内線 3216